

Н.Н.ЕВДОКИМОВ, асп., Университет Мартина Лютера, Галле, Германия;
А.С.СТЕПЧЕНКО, канд.техн.наук, ст.науч.сотр, НТУ «ХПИ»;
А.И.ТРУБАЕВ, канд.техн.наук, доц., НТУ «ХПИ»

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ГИДРОТУРБИНЫ НА ОСНОВЕ 3D МОДЕЛИ

Розроблено методику аналізу напружено-деформованого стану болтових з'єднань робочих коліс гідротурбін на основі моделювання циклічно симетричної частини конструкції. Проведено аналіз параметрів напружено-деформованого стану з урахуванням всіх навантажень, що виникають у процесі монтажу і експлуатації гідротурбін. Наведені результати розрахунку для різних температурних режимах термозатягування болтів.

In the work it has been developed the technique of the analysis of the stress-strain state of bolted connections of hydraulic turbine driving wheel on the basis of simulation cyclically a symmetric part of a construction. The analysis of the stress-strain state parameters taking into account assembling and exploitation loadings arising in hydraulic turbine is carried out. Results of calculation for different temperature conditions of a thermo-inhaling of bolts are introduced.

Введение. В последнее время при эксплуатации гидротурбин на днепровском каскаде (Днепровская ГЭС-II, Киевская ГЭС и др.) произошел ряд аварий связанных с разрушением болтовых соединений ротора гидротурбины и корпуса рабочего колеса. При этом номинальный ресурс болтовых соединений не был исчерпан. Эти аварии поставили вопрос о достоверности расчетных методов, которые были использованы при проектировании болтовых соединений.

Объектом исследования в данной работе является болтовое соединение рабочего колеса турбины ПЛ-40-В-680, установленной на Днепровской ГЭС. Во время эксплуатации данных турбин наблюдается разрушение болтовых соединений в виде образования трещин под головкой болта и в области первого витка резьбового соединения. Это требует проведения уточненных теоретических исследований НДС болтового соединения рабочего колеса гидротурбины и ротора, поскольку решение, полученное при помощи упрощенных инженерных методов на стадии проектирования [1], как показала практика эксплуатации турбин, дает недостоверные результаты.

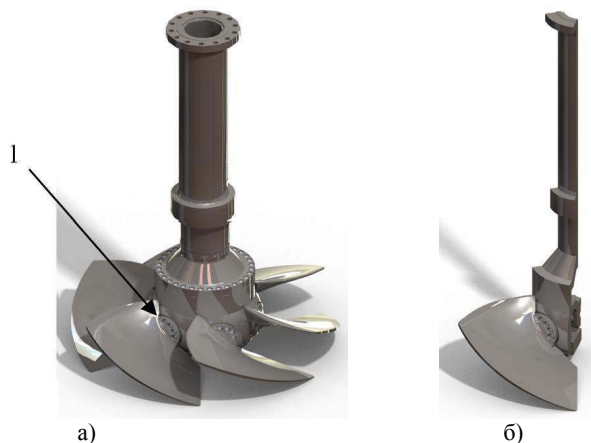
В связи с вышеизложенным, настоящая работа предусматривает создание расчетной методики для оценки НДС болтовых соединений на основе современных подходов, базирующихся на методе конечных элементов [2].

1. Постановка задачи. Целью работы является построение модели для исследования напряженно-деформированного состояния болтового соединения гидротурбины. В основу предлагается положить математическое моделирование исследуемых объектов как трехмерных тел и применить метод конечных элементов. Также предлагается разработать алгоритм детального моделирования контактного взаимодействия с целью анализа напряжений в области головки болта (именно здесь наблюдалось разрушение при авариях).

В рамках предложенного подхода необходимо:

- построить ряд конечно-элементных моделей, позволяющих детально смоделировать напряженно-деформированное состояние болтового соединения, с учетом всех нагружающих факторов;
- провести анализ напряженно-деформированного состояния болтового соединения рабочего колеса турбины ПЛ-40-В-680, установленной на Днепровской ГЭС-II.

2. Методика решения задачи о НДС рабочего колеса гидротурбины и болтового соединения. Конструкция гидротурбины в трехмерном виде, разработанная в пакете геометрического моделирования, представлена на рис. 1, а, где корпус гидротурбины и коническая часть ротора соединены 32-мя болтами (поз. 1).



а) Рисунок 1 — Конструкция колеса гидротурбины с ротором:
а) целая часть, б) циклически симметричная часть

На НДС гидротурбины в целом и болтового соединения в частности определяющее влияние оказывают такие факторы:

- на рабочее колесо гидротурбины действует гравитационное поле Земли и центробежные силы;
- статическое и динамическое нагружение конструкции постоянными и переменными составляющими потока воды;
- крепеж болтовых соединений осуществляется с использованием термо-затяжки;
- контактное взаимодействие в болтовых соединениях в месте крепления вала к колесу.

Моделирование болтового соединения из 32 болтов на полной модели гидротурбины при учете всех этих факторов методом конечных элементов практически невозможно, поскольку приведет к решению нелинейной задачи чрезмерно высокой размерности [3]. Поэтому предлагается разбить задачу на ряд этапов – подзадач, используя то, что контактное взаимодействие оказыва-

ет влияние на НДС только в небольшой окрестности болтового соединения [3,4]. Поставленную задачу можно реализовать по следующему алгоритму:

- 1) определение перемещений всей конструкции при воздействии на нее гравитационного поля и центробежных сил, без учета контактных взаимодействий;
- 2) определение температурных перемещений на модели одного болта;
- 3) приложение перемещений найденных на шаге 2 на детальную модель одного болтового соединения и определение НДС при термозатяжке.
- 4) определение напряженно-деформированного состояния болта на детальной модели одного болтового соединения с приложенными к ней перемещениями, найденными на этапах 1 и 2.

При моделировании гидротурбины в целом предлагается пренебречь болтовыми соединениями, которые имеют разное число болтов по окружности корпус турбины – ротор, ротор – генератор и рассматривать конструкцию в этих местах как единое целое. Тогда конструкция является циклически симметричной относительно оси вращения турбины (рис. 1, а). Поэтому можно моделировать только один сектор, который составляет угол в 60 градусов и содержит часть колеса и одну лопасть. На предложенной модели необходимо определить усилия и перемещения в районе болтового соединения при действии следующих силовых факторов на рабочее колесо гидротурбины: гравитационное поле Земли; действие центробежных сил; статическое нагружение лопастей постоянной составляющей давления потока воды (динамическая составляющая не учитывается).

Расчетная модель для определения статического напряженно-деформированного состояния для всей конструкции без учета болтового соединения представлена на рис. 1, б.

В качестве краевых условий выступает закрепление по всем степеням свободы в верхней части конструкции и ограничение перемещений в области опирания подшипника (рис. 2, а,б). Также в связи с тем, что работу всего поворотно-лопастного механизма регулирует крестовина, для данной детали конструкции необходимо также применить ограничения перемещений. Поэтому было проведено детальное моделирование поворотно-лопастного механизма (рис. 2, в). Крестовина крепится к штоку, который на основе перемещения масляного поршня в верхней части корпуса рабочего колеса управляет посредством поворотно-лопастного механизма углом поворота лопастей. Пренебрегая вертикальными перемещениями штока, в связи с его высокой жесткостью, было смоделировано такое взаимодействие частей конструкции путем наложения связей на контактирующие участки деталей, которое обеспечило полное запрещение перемещений в вертикальном направлении на поверхности крестовины в области крепления ее к штоку (рис. 2, в).

Для расчета температурных перемещений была создана модель болта, соединяющего корпус гидротурбины и ротор, геометрия которого представлена на рис. 3, а. При этом резьба не моделировалась, так как она не влияет на температурные деформации болта в целом. Технология термозатяжки болтового соединения предполагает предварительный нагрев детали до определенной

температуры специальным термозлементом. Предполагается, что температура принимает постоянные значения по всему объему болта. При построении конечно-элементной модели было получено около 13 тысяч конечных элементов тетраэдрической формы (рис. 3, б).

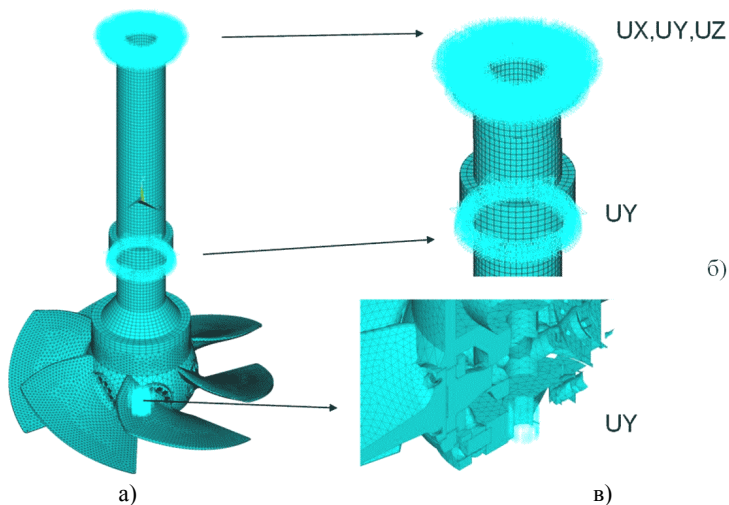


Рисунок 2 – Конечно-элементная модель колеса гидротурбины с ротором:
а) общий вид; б) участок ротора с подшипником;
в) вид на разрез в области поворотного механизма лопасти

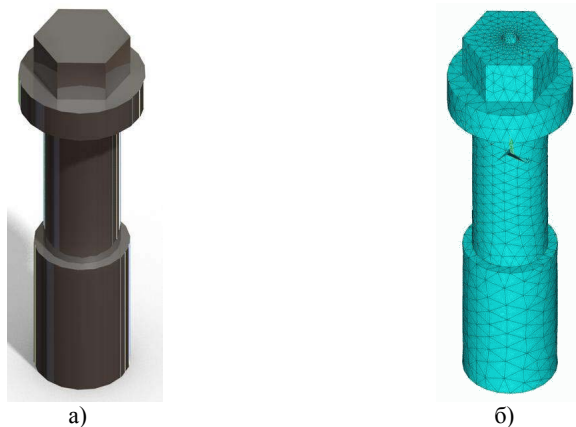


Рисунок 3 – 3D-модели болта: а) геометрическая; б) – конечно-элементная

Моделирование НДС болтового соединения проводилось при следующих предположениях:

- НДС гидротурбины носит циклосимметричный характер и одинаково для каждого из 32 болтовых соединений;
- контактные напряжения от термозатяжки болта значительно превыша-

ют напряжения от других силовых факторов.

На основании этих предположений была взята циклически симметричная 1/32 часть фланцевого соединения корпуса турбины и ротора с одним болтом. При этом моделировалась небольшая часть корпуса турбины и ротора охватывающая болтовое соединение, исходя из гипотезы Сен-Венана [4] о незначительном влиянии краевых эффектов на распределение напряжений в местах концентрации. Решение данной задачи будет корректно при приложении перемещений полученных в результате анализа НДС всей конструкции гидротурбины на модель болтового соединения [3]. Геометрическая модель болтового соединения приведена на рис. 4, а.

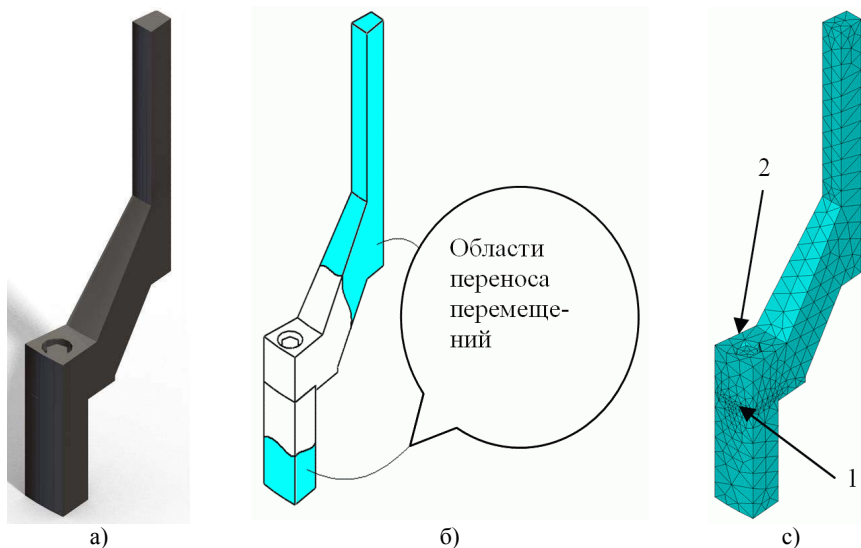


Рисунок 4 – Модель болтового соединения:

а) геометрическая модель, б) схема переноса перемещений от гидротурбины на область болтового соединения, в) конечно-элементная модель болтового соединения

В болтовом соединении были заданы следующие граничные условия:

- геометрические граничные условия на части сектора соответствующей корпусу гидротурбины и ротору, приложенные путем переноса снятых с предварительно посчитанной модели (рис. 2) перемещений конструкции в места пересечений геометрических объемов, согласно схеме приведенной на рис. 4, б, при этом на область непосредственно прилежащую к болтовому соединению перемещения не переносятся;
- расстояние между участком резьбы и головкой болта уменьшается на величину температурного расширения, полученного при решении температурной задачи, и тем самым создается зазор отрицательной величины (что соответствует физически натягу) для моделирования контакта;
- по поверхности резьбового соединения накладываются условия полно-

го сочленения болта и корпуса;

- накладываются условия контакта между фланцами корпуса гидротурбины и ротора.

Конечно-элементная модель болтового соединения изображена на рис. 4, в. При разбиении исходной модели было получено около 150 тысяч конечных элементов. Данная модель включает в себя два контактных взаимодействия: область соприкосновения фланцев корпуса гидротурбины и ротора и область касания шляпки болта с поверхностью фланца ротора, которым соответствуют позициям 1 и 2 на рис. 4, в соответственно.

3. Анализ НДС рабочего колеса гидротурбины и болтового соединения. Задача определения НДС состояния рабочего колеса гидротурбины решалась на основе модели сектора рабочего колеса 60 градусов. На рис. 5, а представлены значения эквивалентных напряжений по Мизесу [3] при действии нагрузки от собственного веса, центробежной нагрузки и давления водяного столба, а на рис. 5, б приведены суммарные перемещения при той же нагрузке.

Как видно из рис. 5, б максимальные перемещения наблюдаются на кромке лопасти рабочего колеса гидротурбины и не превышают 1,5 мм, в районе фланцевого соединения ротора и корпуса гидротурбины перемещения менее 0,5 мм. Максимальные напряжения наблюдаются в районе второго подшипника ротора (рис. 5, а) и не превышают предел текучести. В районе фланцевого соединения ротора и корпуса напряжения незначительны – менее 60 МПа.

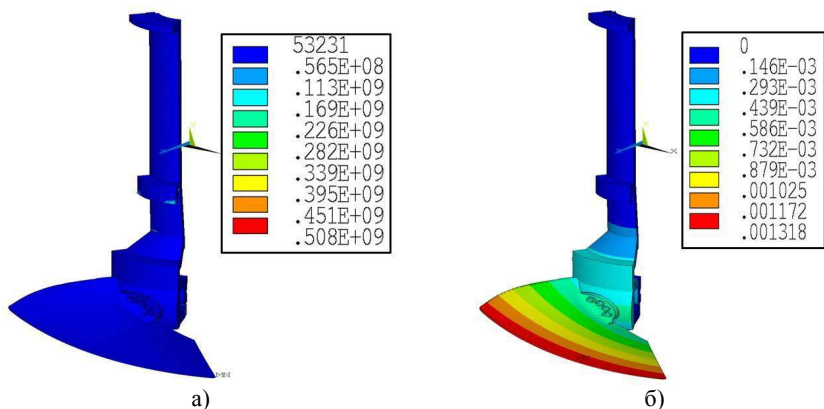


Рисунок 5 – Напряжения и перемещения гидротурбины:
а) эквивалентные напряжения; б) перемещения

При анализе НДС болтового соединения, первоначально, в соответствии с предложенным алгоритмом была рассчитана температурная деформация болта при нагреве до $T = 350\text{ }^{\circ}\text{C}$ и получены перемещения всех узлов данной конечно-элементной модели. Температурное удлинение части болта от области шляпки до первого витка резьбового соединения равно $\delta = 0,69\text{ мм}$.

Расчет НДС болтового соединения проводился на двух моделях. Первая модель – с учетом только перемещений от термозатяжки болта с граничными

условиями: закрепление по концевым сечениям сектора болтового соединения. Вторая модель – с учетом перемещений от термозатяжки болта и наложением перемещений, полученных для гидротурбины в целом на области участков ротора и корпуса гидротурбины болтового соединения (см. рис. 4, б). В этих моделях учитывалось пластическое деформирование по гипотезе изотропного билинейного упрочнения (критерий Мизеса перехода в пластическое состояние). Результаты расчета напряжений и деформаций приведены на рис. 6 и 7 соответственно.

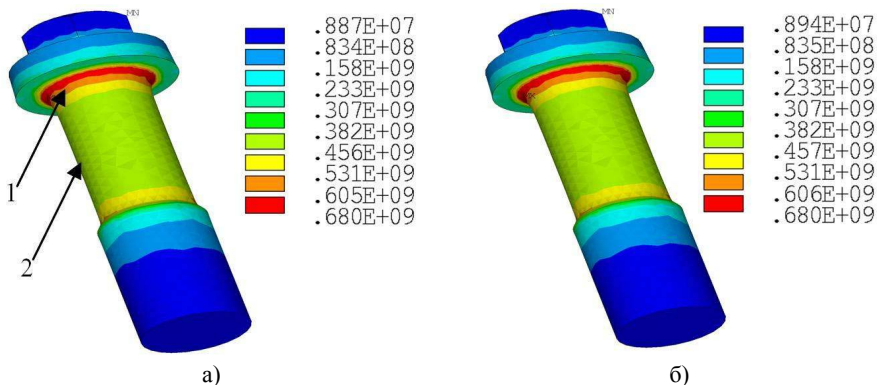


Рисунок 6 – Напряжения по Мизесу в болте: а) 1-я модель, б) 2-я модель

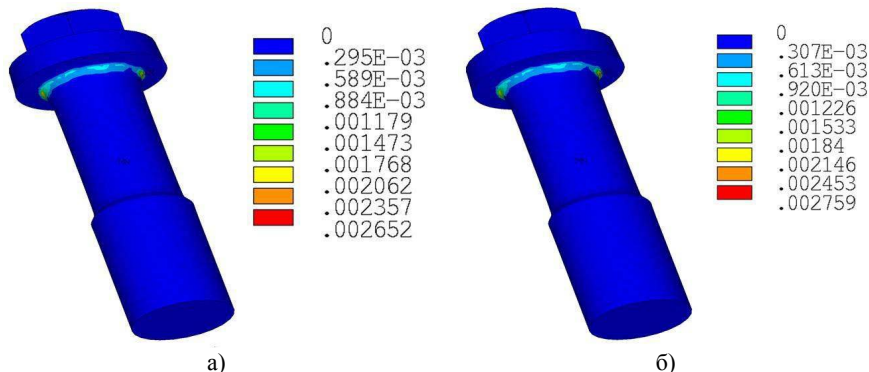


Рисунок 7 – Пластические деформации в болте: а) 1-я модель, б) 2-я модель

Как видно из результатов приведенных на рис. 6, 7:

- напряжения в двух моделях практически совпадают (отличие менее 1 %), то есть напряжения от термозатяжки значительно превышают напряжения от других нагрузок;
- максимальные напряжения наблюдаются на галтели под головкой болта, также есть некоторое повышение напряжений на галтели около резьбы;
- максимальная величина эквивалентного напряжения по Мизесу превышает предел текучести (680 МПа), то есть имеют место

пластические деформации;

- пластические деформации в болте наблюдаются на галтели под головкой болта.

Также были проведены расчеты НДС при варьировании температурой затяжки от 220 °С до 350 °С. Характер распределения НДС не отличается от результатов приведенных на рис. 6-7. Только при $T = 220$ °С отсутствуют пластические деформации. Зависимость эквивалентных напряжений от температуры приведена на рис. 8. Величины напряжений брались в точках максимума (поз. 1 рис. 6) и в среднем сечении болта (поз. 2 рис. 6).

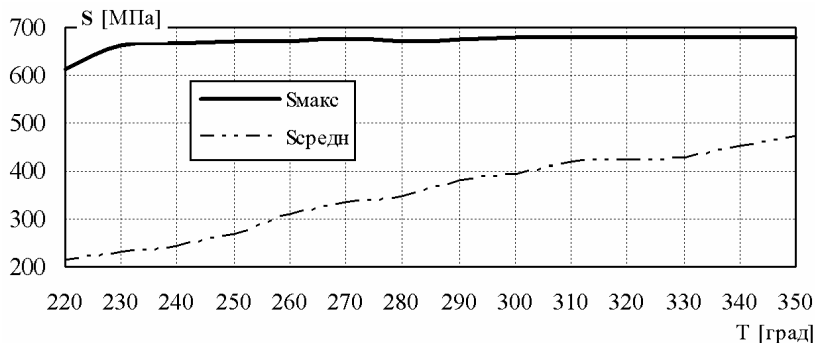


Рисунок 8 – Зависимость эквивалентные напряжений по Мизесу в болте от температуры затяжки

Выводы. По результатам расчетов НДС болтового соединения можно сделать следующие выводы:

- 1) При расчете НДС гидротурбины без учета термозатяжки в болтовом соединении, получено, что в районе фланцевого соединения ротора и корпуса напряжения незначительны - менее 60 МПа.
- 2) Анализ результатов полученных при расчете НДС болтового соединения показал, что напряжения от термозатяжки при температурах от 230 °С до 350 °С значительно превышают напряжения от других нагрузок и превышают предел текучести, что создает условия для возникновения трещины под головкой болта.
- 3) Температура термозатяжки при которой отсутствуют пластические деформации $T = 220$ °С.

Список литературы: 1. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А.Биргер, Б.Ф.Шорр, Г.Б.Иосилевич. – 3-е изд. перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1979. – 702 с. 2. Зенкевич О.К. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с. 3. Туренко А.Н., Богомолов В.А., Степченко А.С. и др. Компьютерное проектирование и расчет на прочность деталей автомобиля: Учебное пособие. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 336 с. 4. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. - М.: Наука, 1979. – 560 с.

Поступила в редколлегию 9.11.2009